

Torsion oscillation dampener for vehicular clutch

Patent number: DE19817906
Publication date: 1999-05-06
Inventor: HEIDINGSFELD DIETMAR DIPL ING (DE); ROHS HANS (DE); ROHS ULRICH DR ING (DE)
Applicant: ROHS VOIGT PATENTVERWERTUNGSGE (DE)

Classification:
- international: F16F15/139; F16F15/136
- european: F16F15/139L, F16F15/123P, F16F15/134M1, F16F15/137

Application number: DE19981017906 19980422

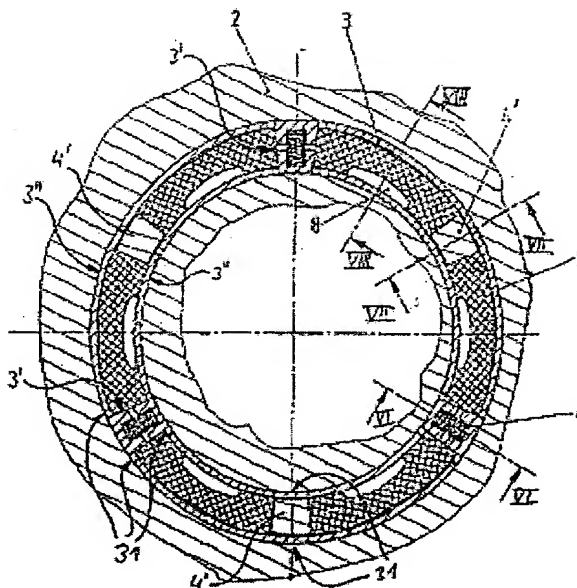
Priority number(s): DE19981017906 19980422; DE19971047734 19971029

Also published as:

EP0922878 (A2)
US6416416 (B1)
JP11223244 (A)
EP0922878 (A3)

Abstract of DE19817906

A torsion oscillation dampener has a primary mass (1) and a secondary mass (2). It further has a drag unit incorporating a pressure-exerting friction ring (3"), a pickup (4') and an elastic element. The elastic element has a rubber-like element (5) located within a hollow chamber (8). The friction ring can be applied to either the primary or secondary mass, while the pickup is linked to the other mass.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 17 906 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁶:
F 16 F 15/139
F 16 F 15/136

⑦1 Aktenzeichen: 198 17 906.5
⑦2 Anmeldetag: 22. 4. 98
④3 Offenlegungstag: 6. 5. 99

DE 198 17 906 A 1

⑥6 Innere Priorität:
197 47 734. 8 , 29. 10. 97
⑦1 Anmelder:
Rohs-Voigt Patentverwertungsgesellschaft mbH,
52351 Düren, DE
⑦4 Vertreter:
Castell, K., Dipl.-Ing.Univ. Dr.-Ing., Pat.-Anw., 52355
Düren

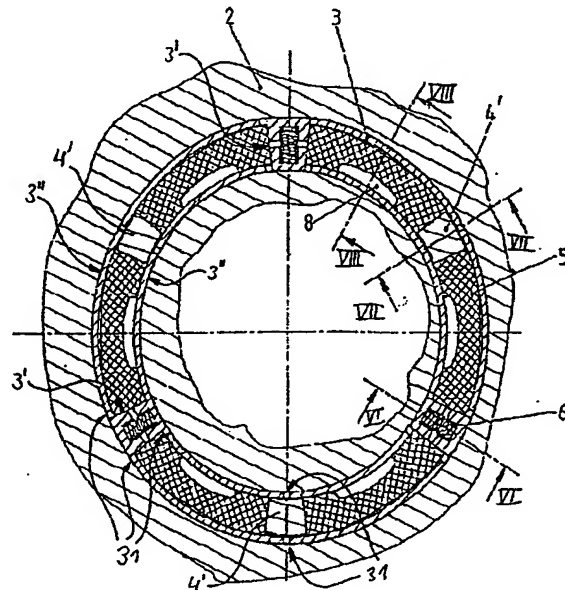
⑦2 Erfinder:
Rohs, Ulrich, Dr.-Ing., 52351 Düren, DE; Rohs, Hans,
52351 Düren, DE; Heidingsfeld, Dietmar, Dipl.-Ing.,
52078 Aachen, DE

⑤6 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
zu ziehende Druckschriften:

DE 196 11 258 A1
DE 43 41 370 A1
DE 43 07 133 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

- ⑤4 Torsionsschwingungsdämpfer
⑤7 Damit bei einem aus einer Primärmasse (1) und einer
Sekundärmasse (2) bestehenden Torsionsschwingungs-
dämpfer die Dämpfungscharakteristik optimal angepaßt
werden kann, wird ein Torsionsschwingungsdämpfer mit
einem Schleppenelement vorgeschlagen, das zumindest ein
Reibelement mit mindestens einer Druckeinrichtung (Rei-
bringrand 3''), zumindest einen Mitnehmer (4') und zu-
mindest ein elastisches Element umfaßt. Das elastische
Element weist ein in einem Hohlraum (8) angeordnetes
gummiartiges Element (5) auf.



DE 198 17 906 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für Kupplungen, der aus einer Primärmasse und einer Sekundärmasse besteht.

Ein derartiger Torsionsschwingungsdämpfer ist zum Beispiel in der EP 0718 518 A1 beschrieben, der aus einer Primärmasse und einer Sekundärmasse besteht, zwischen welchen eine Anordnung tangential wirksamer Spiralfedern und Spannkörper derart angebracht ist, daß Primärmasse und Sekundärmasse mit einer durch die Federanordnung bestimmbaren Verdrehkennlinie bis zu einem Maximalwinkel verdreht werden können. Die Spannkörper bestehen hierbei aus Zylinder und Kolben, die einen Hohlraum einschließen, der mit einem zylindrischen Körper aus elastoplastischem Werkstoff gefüllt ist, dessen Durchmesser kleiner als der Innendurchmesser des Hohlraums und derart dimensioniert ist, daß er nach anfänglichem, geringem Weg des Kolbens den Hohlraum völlig ausfüllt. Hierbei dienen die Federn und die Spannkörper als Innendämpfer, um durch einen Antrieb erregte Drehschwingungen im Antriebsstrang zu vermindern.

Die DE 41 28 868 A1 beschreibt einen Torsionsschwingungsdämpfer für Kupplungen ähnlicher Art, bei welchem jedoch die Primärmasse und die Sekundärmasse lediglich durch tangential wirksame Spiralfedern verbunden sind. Als eigentliches Dämpfungsmoment ist ein Reibring vorgesehen, der erst nach einem bestimmten Verdrehwinkel zwischen Primärmasse und Sekundärmasse zur Wirkung kommen soll.

Diese bekannten Systeme haben jedoch den Nachteil, daß sie nur einen Teil des Arbeitsspektrums eines Antriebs umfassen, aber im übrigen Lastbereich wirkungslos sind. Das Problem besteht darin, daß für den Lastbereich eine dem übertragenen Drehmoment und der Drehzahl entsprechend hohe Federkraft und Dämpfung erforderlich sind, während im Leerlauf nur geringe Federkräfte und so gut wie keine Dämpfung vorliegen dürfen, um eine Leerlaufentkopplung zu erreichen. Im kritischen Drehzahlbereich, d. h. bei Drehzahlen im Bereich der Eigenfrequenz, ist aber eine sehr hohe Dämpfung erforderlich, da andernfalls deutliche Überhöhungen der Drehbeschleunigung gegenüber der Primärseite auftreten. Dieser Drehzahlbereich wird vor allem beim Anlassen des Motors, aber auch bei Lastwechselsituationen durchlaufen. Im Resonanzfall können dynamische Momente auftreten, die das Vielfache des Nennmoments betragen.

Es ist Aufgabe vorliegender Erfindung, einen Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für Kupplungen, bereit zu stellen, bei dem die Dämpfungscharakteristik optional angepaßt werden kann.

Als Lösung schlägt die Erfindung einen aus einer Primärmasse und einer Sekundärmasse bestehenden Torsionsschwingungsdämpfer mit einem Schlepplement vor, das zumindest ein Reibelement mit mindestens einer Druckeinrichtung, zumindest einen Mitnehmer und zumindest ein elastisches Element umfaßt.

Hierbei kann das Reibelement entweder mit der Primärmasse oder mit der Sekundärmasse reibend wirkverbunden und der Mitnehmer mit der anderen der vorgenannten Massen antriebsverbunden sein.

Vorteilhafterweise ist die Druckeinrichtung so angeordnet, daß eine auf die Druckeinrichtung wirkende Kraft die Reibung zwischen Reibelement und entweder der Primärmasse oder der Sekundärmasse erhöht. Wie nachfolgend näher erläutert wird, kann die Druckeinrichtung durch einen Reibringrand oder aber durch einen entsprechend bezüglich eines Reibringes angeordneten Spreizring gebildet sein, die so mit dem elastischen Element in Wirkverbindung stehen,

daß eine von dem elastischen Element auf die Druckeinrichtung, also auf den Reibringrand oder den Spreizring, ausgeübte Kraft die Reibung des Reibelements mit der Primärmasse bzw. der Sekundärmasse erhöht. Auf diese Weise ist die durch das Reibelement bedingte Reibung von der auf das elastische Element ausgeübten Kraft und somit von dem Verdrehwinkel zwischen Primärmasse und Sekundärmasse abhängig.

Durch die erfindungsgemäße Anordnung läßt sich somit die Dämpfungscharakteristik, insbesondere auch bei großen Kräften, in geeigneter Weise anpassen.

Vorteilhafterweise weist das elastische Element ein in einem Hohlraum angeordnetes gummiartiges Element auf. Hierdurch läßt sich die Dämpfungscharakteristik des erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers sowohl bei großen als auch bei kleinen Kräften bzw. Verdrehwinkeln vorteilhaft beeinflussen. Bei geringen Kräften bzw. Verdrehwinkeln verhält sich das gummiartige Element ähnlich einer elastischen Feder. Wird das gummiartige Element weiter komprimiert, bis es den Hohlraum ausfüllt, so verhält sich das aus Hohlraum und gummiartigem Element bestehende elastische Element, als wenn es eine hydraulische Flüssigkeit umfassen würde. In diesem Zustand kann das elastische Element wesentlich höheren Kräften elastisch begegnen, als bei bekannten Torsionsschwingungsdämpfern.

Besonders wenn das elastische Element bei einer Relativbewegung zwischen Primär- und Sekundärmasse in tangentialer Richtung komprimiert wird, ist es von Vorteil, wenn das gummiartige Element in tangentialer Richtung spielfrei in dem Hohlraum angeordnet ist. Hierdurch setzt die federnde Wirkung des gummiartigen Elements unmittelbar ein.

Ein besonders einfacher und somit betriebssicherer Aufbau folgt in diesem Fall, wenn der Hohlraum in radialer Richtung durch die Druckeinrichtung begrenzt wird. Die tangentiale Kompression des gummiartigen Elements bedingt dessen radiale bzw. axiale Ausdehnung. Somit kann das gummiartige Element radial auf die Druckeinrichtung wirken und auf diese Weise die Reibung zwischen Reibelement und entweder der Primär- oder der Sekundärmasse erhöhen. Ist auch eine axial wirkende Druckeinrichtung vorgesehen, so wird auch diese entsprechend mit einer Kraft beaufschlagt.

Durch konstruktive Ausgestaltung des Volumenverhältnisses zwischen Hohlraum und gummiartigem Element sowie deren Geometrien läßt sich das Verhalten des Schlepplements in Abhängigkeit von dem Verdrehwinkel zwischen Primär- und Sekundärmasse einstellen. Insbesondere ist es auch möglich, das gummiartige Element so zu wählen, das es den Hohlraum bereits im entspannten Zustand an einigen Stellen auch in radialer Richtung ausfüllt. Bei einer axialen Kompression des gummiartigen Elements werden dann unmittelbar, wenn auch ggf. nur sehr geringe, Kräfte auf die radial angeordnete Druckeinrichtung ausgeübt. In ähnlicher Weise kann das gummiartige Element axial ausgestaltet sein, um eine axial angeordnete Druckeinrichtung mit einer gewählten Kraft zu beaufschlagen.

Es versteht sich, daß der Hohlraum nicht vollständig verschlossen sein muß. Es genügt vielmehr, daß für eine sichere Unterbringung des elastischen Elements bzw. des gummiartigen Elements gesorgt ist bzw. eine das gummiartige Element ausreichend in dem Hohlraum haltende Umrandung des Hohlraums gewährleistet ist, so daß das elastische Element nicht übermäßig aus dem Hohlraum gepreßt werden kann.

Die Krafteinwirkung auf das gummiartige Element kann durch eine Volumenverringerung des Hohlraums aufgrund einer relativen Drehbewegung zwischen Primär- und Sekun-

därmasse erfolgen. Insbesondere ist es vorteilhaft, wenn diese Volumenverringering in tangentialer Richtung erfolgt, da eine derartige Bewegung der Relativbewegung zwischen Primär- und Sekundärmasse entspricht und auf kraftumlenkende Maßnahmen verzichtet werden kann. Insbesondere werden auch axiale Kräfte zwischen Primär- und Sekundärmasse vermieden.

Unabhängig davon kann der aus einer Primärmasse und einer Sekundärmasse bestehenden Torsionsschwingungsdämpfer ein Schlepplement umfassen, das zumindest ein Reibelement mit mindestens einem im wesentlichen tangential wirksamen Anschlag, zumindest einen im wesentlichen tangential wirksamen Mitnehmer und zumindest ein elastisches Element, welches zwischen dem Anschlag und dem Mitnehmer tangential wirksam angeordnet ist, umfaßt, wobei das Reibelement entweder mit der Primärmasse oder mit der Sekundärmasse reibend wirkverbunden und der Mitnehmer mit der anderen der vorgenannten Massen antriebsverbunden ist.

Die tangential wirksame Anordnung des elastischen Elements zwischen dem Anschlag des Reibelements und dem Mitnehmer ermöglicht es, auch bei kleinsten Verdrehwinkeln zwischen Primär- und Sekundärmasse die durch das Reibelement vermittelte Dämpfungseigenschaft, also die Verdrehkennlinien, optimal anzupassen. Insbesondere die bei Lastwechseln im Leerlaufbereich auftretenden, von sehr kleinen Kräften herrührenden Geräusche bei Kupplungen lassen sich auf diese Weise gegenüber den bekannten Kupplungen noch wirkungsvoller vermeiden.

Die Druckeinrichtung kann derart ausgestaltet sein, daß sie radial wirksam ist. Dieses hat den Vorteil, daß die radial auf die Druckeinrichtung einwirkenden Kräfte durch den Torsionsschwingungsdämpfer selbst aufgefangen werden können und so durch diesen keine axialen Kräfte auf die übrigen Baugruppen, wie zum Beispiel die Kupplung, bedingt werden. Dieser Vorteil kann auch durch die Verwendung eines Reibelementes mit einer Reibfläche, die eine radial nach außen weisende Oberflächenkomponente aufweist, erreicht werden.

Um auch bei durch das elastische Element unbeaufschlagter oder wenig beaufschlagter Druckeinrichtung einen Mindestreibwert zwischen Reibelement und Primär- bzw. Sekundärmasse zu erreichen, kann das Reibelement eine Vorspannfeder umfassen. Insbesondere im geringen Lastbereich läßt sich hierdurch eine Anpaßmöglichkeit weiter erhöhen.

Es versteht sich, daß es bei den vorgenannten Anordnungen unerheblich ist, ob der Mitnehmer mit der Primärmasse oder mit der Sekundärmasse antriebsverbunden bzw. ob das Reibelement durch Reiben an der Sekundärmasse oder durch Reiben an der Primärmasse dem System Energie entzieht.

Vorzugsweise ist in tangentialer Richtung beidseits des Mitnehmers jeweils ein elastisches Element angeordnet, an welchem seinerseits jeweils ein Anschlag in tangentialer Richtung angeordnet ist, bzw. umgekehrt. Hierdurch können die Vorteile vorliegender Erfindung unabhängig von der Verdrehrichtung zwischen Primär- und Sekundärmasse genutzt werden.

Bei einer konstruktiv einfachen Ausgestaltung ist das Schlepplement ringförmig, als Schleppring ausgebildet. Entsprechend kann ein Mitnehmerring vorgesehen sein, der einen oder mehrere Mitnehmer aufweist. Die Mitnehmer bzw. der Mitnehmerring können Ausnehmungen aufweisen, in welche an der Primärmasse oder der Sekundärmasse vorgesehene Nocken eingreifen. Hierdurch wird in einfacher Weise eine Antriebsverbindung zwischen Mitnehmer bzw. Mitnehmerring und der entsprechenden Masse gewährlei-

stet. Es versteht sich, daß auch andere Verbindungen zwischen Mitnehmer und der entsprechenden Masse, Primärmasse oder Sekundärmasse, vorgesehen sein können, um eine Antriebsverbindung zu realisieren. Insbesondere können auch der Mitnehmer bzw. der Mitnehmerring mit Nocken versehen sein, die in Ausnehmungen der entsprechenden Masse eingreifen.

Insbesondere wenn als Schlepplement ein Schleppring Verwendung findet, ist die Verwendung eines Reibringes als Reibelement vorteilhaft. Wie bereits vorstehend ausgeführt, lassen sich durch eine Reibfläche mit einer radial nach außen weisenden Oberflächenkomponente die auf die übrigen Baugruppen, wie zum Beispiel die Kupplung wirkenden Axialkräfte reduzieren. Derartige Oberflächen lassen sich zum Beispiel durch einen Reibring mit im wesentlichen L-förmigem Querschnitt mit einem radial außenliegenden Schenkel bzw. durch einen Reibring mit im wesentlichen U-förmigem, in eine axiale Richtung offenen Querschnitt realisieren. Diese Reibringe sollten in entsprechenden Aussparungen, zum Beispiel einer U-förmigen Nut, der entsprechenden Masse reibend rotierbar angeordnet sein.

Bei der Verwendung eines Reibringes mit im wesentlichen L-förmigem Querschnitt kann die in der entsprechenden Masse zu bearbeitende Fläche minimiert werden und es ist lediglich nötig, den mit der Reibfläche in Kontakt kommenden Bereich der Masse entsprechend zu bearbeiten, während der Rest als Gußteil roh verbleiben kann.

Um eine radiale Verlagerung der radial angeordneten Reibflächen aufgrund der auf die Druckeinrichtung ausgeübten Kräfte zu erleichtern, können in der entsprechenden Fläche axiale Schlitz, bzw. wenigstens ein axialer Schlitz, vorgesehen sein.

An sich kann der Reibring selbst, zum Beispiel wenn er einen U-förmigen Querschnitt aufweist, zur Bildung des das gummielastische Element aufnehmenden Hohlraums genutzt werden, wenn dieser an seiner offenen Seite zum Beispiel durch den Mitnehmerring in geeigneter Weise abgeschlossen wird. Dieses stellt jedoch verhältnismäßig hohe Anforderungen an die Ver- bzw. Bearbeitung des Reibringes und ist bei der Verwendung eines L-förmigen Reibringes nur schwer realisierbar. Vorteilhafterweise kann das Reibelement neben dem Reibring noch einen Spreizring, der zumindest einen Anschlag aufweist und im wesentlichen U-förmig in einer axialen Richtung offen ausgelegt ist, umfassen, wobei dieser Spreizring von dem Mitnehmerring zur Bildung des im wesentlichen abgeschlossenen Hohlraums abgedeckt wird. Dieser Spreizring wird so an dem Reibring angeordnet, daß bei einer Expansion oder Verlagerung des Spreizringes die Reibung des Reibringes an der Primär- bzw. Sekundärmasse erhöht wird. Durch einen derartigen Spreizring wird auf besonders einfache Weise die Verwendung eines L-förmigen Reibringes ermöglicht.

Bei der Verwendung eines Spreizringes kann auf einfache Weise eine Vorspannung des erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers erreicht werden, indem der Spreizring an einer Stelle unterbrochen ist und in diese Unterbrechung eine tangential wirksame Vorspannfeder eingesetzt ist. Wird nun dieser Spreizring in den entsprechenden Reibring eingelegt, bedingt die tangential wirksame Vorspannfeder eine radiale Expansion des Spreizrings, also eine radiale Vergrößerung des Spreizringdurchmessers. Hierdurch wird eine Vorspannung erreicht, die besonders gleichmäßig auf den Umfang des Reibringes verteilt ist.

Der Torsionsschwingungsdämpfer kann einen weiteren Mitnehmer aufweisen, der mit einem Anschlag ab einem bestimmten Verdrehwinkel wechselwirkt. Auf diese Weise kann die Kennlinie des Schlepplements mit größerer Variabilität an bestimmte Erfordernisse angepaßt werden. Insbe-

sondere ist es möglich, den Mitnehmer und den Anschlag derart auszugestalten, daß diese im wesentlichen starr miteinander wechselwirken. Bei einer derartigen Anordnung wird ab dem bestimmten Verdrehwinkel dann das Schlepp-
element von den weiteren Mitnehmer mitgenommen, so daß
das elastische Element nicht weiter komprimiert wird. Bei
einer derartigen Anordnung ist dann die Kennlinie des
Schleppeslements ab dem bestimmten Verdrehwinkel kon-
stant.

Je nach Erfordernissen, können der weitere Mitnehmer
und der Anschlag im wesentlichen elastisch miteinander
wechselwirken. Bei einer derartigen Anordnung ist es vor-
teilhaft, wenn zwischen dem weiteren Mitnehmer und dem
Anschlag ein elastisches Element vorgesehen ist. Auf diese
Weise wird die Kennlinie des Schleppeslementes ab dem be-
stimmten Verdrehwinkel durch zwei elastische Elemente be-
stimmt.

Es versteht sich, daß das Vorhandensein eines elastischen
Elementes zwischen einem Mitnehmer einer der Massen so-
wie einem Anschlag eines Schleppeslementes unabhängig
von den übrigen Merkmalen des Torsionsschwingungs-
dämpfers vorteilhaft Verwendung finden kann. Selbiges gilt
für das Vorhandensein eines weiteren Mitnehmers, der mit
einem Anschlag erst ab einem bestimmten Verdrehwinkel
wechselwirkt. Durch letztere Anordnung kann insbesondere
auch gewährleistet werden, daß das Schleppeslement schlag-
artig ab dem bestimmten Verdrehwinkel mit dem Mitneh-
mer und somit mit einer der beiden Massen mitgenommen
wird.

Vorliegende Erfindung kann insbesondere bei Torsions-
schwingungsdämpfern vorteilhaft Anwendung finden, bei
denen Primär- und Sekundärmasse aufgrund der geometri-
schen Ausgestaltung des Torsionsschwingungsdämpfers nur
um bestimmte Drehwinkel gegeneinander verdreht werden
können. Eine derartige geometrische Ausgestaltung kann
z. B. durch ein Ineingreifen von Primär- und Sekun-
därmasse mit bestimmten Spiel oder durch das Vorhanden-
sein von Keilen, die nach bestimmten Drehwinkeln ein Wei-
terdrehen verhindern, realisiert sein.

Weitere Merkmale, Vorteile und Ausgestaltungen eines
erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers finden
sich in der nachfolgenden Beschreibung und anliegender
Zeichnung. Es zeigt,

Fig. 1 eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemä-
ßen Torsionsschwingungsdämpfers im Schnitt entlang der
Linie I-I nach Fig. 2,

Fig. 2 den Torsionsschwingungsdämpfer nach Fig. 1 im
Schnitt entlang der Linie II-II,

Fig. 3 einen Schnitt durch den Torsionsschwingungs-
dämpfer nach Fig. 1 entlang der Linie III-III in Fig. 1,

Fig. 4 einen Schnitt durch den Torsionsschwingungs-
dämpfer nach Fig. 1 entlang der Linie IV-IV in Fig. 1,

Fig. 5 eine zweite Ausführungsform eines erfindungsge-
mäßigen Torsionsschwingungsdämpfers in ähnlicher, aber
ausschnittsweiser Darstellung wie Fig. 1,

Fig. 6 einen Ausschnitt durch den Torsionsschwingungs-
dämpfer nach Fig. 5 entlang der Linie VI-VI in Fig. 5,

Fig. 7 einen Ausschnitt durch den Torsionsschwingungs-
dämpfer nach Fig. 5 entlang der Linie VII-VII in Fig. 5,

Fig. 8 einen Ausschnitt des Torsionsschwingungsdämp-
fers nach Fig. 5 entlang der Linie VIII-VIII,

Fig. 9 beispielhafte Dämpfungscharakteristiken des Tor-
sionsschwingungsdämpfers nach Fig. 5 skizzenhaft,

Fig. 10 eine zweite Ausführungsform eines erfindungsge-
mäßigen Torsionsschwingungsdämpfers in ähnlicher Darstel-
lung wie Fig. 1 und

Fig. 11 eine beispielhafte Dämpfungscharakteristik des
Torsionsschwingungsdämpfers nach Fig. 10 skizzenhaft.

Eine erste Ausführungsform eines erfindungsgemäßen
Torsionsschwingungsdämpfers umfaßt eine Primärmasse 1
mit einem Anlasserzahnkranz 11 und eine Sekundärmasse 2,
die mittels einer Lagerhalbschale 14 und einem durch Rohr-
nieten 12 mit der Primärmasse 1 fest verbundenen Zentral-
flansch 13 in tangentialer Richtung drehbar mit der Primär-
masse 1 verbunden ist. In vorliegender Beschreibung bedeu-
tet "axial" eine zur Zeichenebene der Fig. 1 senkrechte
Richtung, "radial" von der Drehachse des Torsionsschwin-
gungsdämpfers weg- oder eine zu der Drehachse des Torsi-
onsschwingungsdämpfers hinweisende Richtung und "tan-
gential" eine sowohl senkrecht auf einer radialen als auch
auf jeder axialen Richtung stehende Richtung.

Der Torsionsschwingungsdämpfer umfaßt des weiteren
ein Geberblech 15 sowie mehrere zwischen Keilen angeord-
nete, an sich bekannte Druckfedern 10, von welchen nur
eine beispielhaft beziffert ist.

In der Sekundärmasse 2 liegt ein L-förmiger Reibring 3,
der mit axialen Schlitten 31 (nur beispielhaft beziffert) ver-
sehen ist und einen Reibringrand 3 umfaßt, der im wesentli-
chen axial ausgerichtet ist und reibend an der Sekundär-
masse 2 anliegt. Auch der im wesentlichen radial ausgerich-
tete Teil des L-förmigen Reibringes 3 liegt an der Sekundär-
masse 2 an.

In dem Reibring 3 ist ein Spreizring 30 mit U-förmigem
Querschnitt angeordnet. Dieser weist Anschläge 3' auf.

Desweiteren umfaßt der Torsionsschwingungsdämpfer
einen Mitnehmersring 4, der spielfrei mit der Primärmasse 1
durch Nocken 7 verbunden ist. Dieser Mitnehmersring um-
faßt drei Mitnehmer 4', die in den Spreizring 30 eingreifen.

Der Spreizring 30 und der Mitnehmersring 4 umschließen
Hohlräume 8, die jeweils in tangentialer Richtung durch ei-
nen Mitnehmer 4' bzw. Anschlag 3' begrenzt sind. Die Hohl-
räume 8 weisen einen annähernd quadratischen Querschnitt
auf.

In den Hohlräumen 8 sind ringschnurartige Gummiele-
mente 5 angeordnet, deren Durchmesser der Seitenlänge des
vorgenannten Quadrates etwa entsprechen. Die Länge der
Gummielemente 5 entspricht der Bogenlänge der Hohl-
räume 8.

Bei einer Verdrehung der Primärmasse 1 bezüglich der
Sekundärmasse 2 füllen somit zunächst die Gummielemente
5 den quadratischen Raum aus und wirken dann verstärkt
auf die Wandung des Spreizringes 30. Hierdurch wird der
Spreizring 30 gespreizt und die Reibung des Reibringes 3
mit der Sekundärmasse 2 erhöht.

Solange das Gummielement 5 den Hohlraum 8 nicht voll-
ständig ausgefüllt hat, wirkt es im wesentlichen wie eine Fe-
der. Ist der Hohlraum 8 vollständig durch das Gummiele-
ment 5 ausgefüllt, entspricht das Verhalten des Gummiele-
mentes 5 bei einer weiteren Verdrehung der Primärmasse 1
bezüglich der Sekundärmasse 2 den Verhalten einer hydraulischen Feder. Folglich steigt die Federkonstante in diesem
Falle extrem an und der Torsionsschwingungsdämpfer kann
größere Kräfte aufnehmen. Darüberhinaus wird in diesem
Falle die Reibung des Reibringes 3 mit der Sekundärmasse
erhöht, so daß auch die Dämpfung des Torsionsschwin-
gungsdämpfers ansteigt.

Es versteht sich, daß durch geeignete Wahl der Form des
Hohlraumes 8 sowie der Form der Gummielemente dieses
charakteristische Verhalten des Torsionsschwingungsdämp-
fers gewünschten Anforderungen angepaßt werden kann.

Dadurch daß die Gummielemente 5 in ihrer Länge der
Länge der Hohlräume 8 entsprechen, spricht dieser Torsi-
onsschwingungsdämpfer auch bei geringer Last in geeigne-
ter Weise an, wobei hierbei die Gummielemente 5 annä-
hernd wie elastische Federn wirken:

Durch die in Fig. 1 ersichtliche, symmetrische Anord-

nung der Hohlräume 8 bzw. Gummielemente 5 bezüglich der Anschläge 3 und der Mitnehmer 4 ist das Verhalten dieses Torsionsschwingungsdämpfers von der relativen Drehrichtung der Primärmasse 1 und der Sekundärmasse 2 zueinander unabhängig. Es versteht sich, daß durch geeignete Wahl der Gummielemente 5 bzw. Hohlräume 8 auch eine unsymmetrische Dämpfungscharakteristik erzielt werden kann.

Wie aus den Fig. 1 und 2 ersichtlich, ist der Spreizring 30 an einer Stelle unterbrochen und in diese Unterbrechung ist eine tangential wirksame Vorspannfeder 6 eingesetzt. Diese bedingt eine Vorspannung des Spreizrings 30 in den Reibring 3, so daß dieser einen definierten Reibwiderstand zu der Sekundärmasse 2 aufweist. Bei geringer Last prägt dieser Reibwiderstand zusammen mit dem federnden Verhalten der Gummielemente 5 die Charakteristik des Torsionsschwingungsdämpfers. Hingegen wird die Dämpfungscharakteristik bei großer Last durch das hydraulische Verhalten der komprimierten Gummielemente 5 sowie die hieraus resultierende, sich stark erhöhende Reibung zwischen Reibring 3 und Sekundärmasse 2 geprägt.

Das zweite Ausführungsbeispiel stellt einen dem ersten Ausführungsbeispiel ähnlichen Torsionsschwingungsdämpfer dar. Bei diesem ist ein Reibring 3 mit U-förmigem Querschnitt in eine entsprechend ausgeformte Nut der Sekundärmasse 2 eingelegt und auf die Verwendung eines Spreizrings verzichtet. Die die Gummielemente 5 aufnehmenden Hohlräume 8 werden unmittelbar durch den von einem Mitnehmer 4 abgedeckten Reibring 3 gebildet. Bei dieser Ausführungsform sind beide Schenkel des Reibringes 3 als Reibringrand 3" mit radialer Oberflächenkomponente wirksam und mit axialen Schlitzern 31 versehen.

Im Gegensatz zu der ersten Ausführungsform muß bei dieser Ausführungsform sowohl die gesamte Nut in der Sekundärmasse 2 als Kontaktfläche für den Reibring 3 als auch die Innenseite des Reibringes 3 als Kontaktfläche für die Gummielemente 5 aufwendig aufgearbeitet werden. Als Gummielemente 5 werden nicht Rundschnurringabschnitte sondern speziell angepaßte Gummiformkörper verwendet. Diese weisen an ihren tangentialen Enden annähernd den Querschnitt des Reibringes auf und sind in ihrer Mitte mit einer radial innenliegenden Ausnehmung versehen.

Zur Vorspannung des Reibringes 3 in der Nut der Sekundärmasse 2 finden drei radial wirksame Vorspannfedern 6 Verwendung, die den Reibringrand 3 an drei über den Umfang verteilten Stellen lokal nach außen drücken.

Die Funktionsweise dieser Ausführungsform entspricht der Funktionsweise der ersten Ausführungsform. Diese arbeitet spielfrei ohne Leerweg und bringt zunächst im Leerlaufbereich kleine Kräfte und Dämpfungen auf, die dann konstruktiv gestaltbar zu dem gewünschten maximalen Reibmoment anwachsen.

Die in Fig. 9 dargestellten Verdrehkennlinien zeigen unterschiedliche Auslegungen mit verschiedener Ausspannung (A: hoch, C: niedrig) und unterschiedlichen Leerlaufwinkeln, d. h. unterschiedlicher Größe der radial innenliegenden Ausnehmungen.

Das dritte Ausführungsbeispiel (Fig. 10 und 11) entspricht ebenfalls im wesentlichen dem ersten Ausführungsbeispiel. Dieses dritte Ausführungsbeispiel weist jedoch einen Schleppring 30 auf, der vier Hohlräume 8 umfaßt, in welche jeweils Mitnehmer 4' und 4" eingreifen. Die Mitnehmer 4' entsprechen den Mitnehmern des ersten Ausführungsbeispiels und es sind beidseits dieser Mitnehmer 4' Gummielemente 5 vorgesehen, die sowohl an den Mitnehmern 4' als auch an den Anschlägen 3' des Spreizrings 30 anliegen.

Die Mitnehmer 4" hingegen sind größer als die Mitnehmer 4' ausgebildet. Beidseits dieser Mitnehmer 4" sind keine Gummielemente vorgesehen, und die Mitnehmer 4' schlagen bei einem bestimmten Verdrehwinkel an Anschlägen 3', des Spreizrings 30 unmittelbar an. Insofern wechselwirken die Mitnehmer 4' mit den Anschlägen 3' im wesentlichen starr.

Der Schleppring 30 ist bezüglich der Mitnehmer 4' und 4" derart ausgestaltet, daß die Mitnehmer 4" bei einem Winkel an den Anschlägen 3' anschlagen, bevor die Gummielemente 5 die Hohlräume 8 zur Gänze ausfüllen. Eine beispielhafte Verdrehkennlinie, die aus einer derartigen Anordnung folgt, ist in Fig. 11 dargestellt. Wie aus dieser Figur ersichtlich, erfolgt bei dem gewählten bestimmten Verdrehwinkel ein schlagartiger Übergang, ab welchem der Spreizring 30 von den Mitnehmern 4' mitgenommen wird.

Es versteht sich, daß durch geeignete Abstimmung der Größen der Mitnehmer 4' und 4" die Verdrehkennlinie in geeigneter Weise gewählt werden kann. Insbesondere ist es auch möglich, zwischen Mitnehmer 4' und Anschlag 3' Gummielemente vorzusehen, die den dazwischenliegenden Hohlraum nicht vollständig ausfüllen.

Patentansprüche

1. Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere für Kupplungen,
 - bestehend aus einer Primärmasse (1) und einer Sekundärmasse (2), gekennzeichnet durch
 - ein Schleppelement, das zumindest ein Reibelement mit mindestens einer Druckeinrichtung (30, 3"), zumindest einen Mitnehmer (4') und zumindest ein elastisches Element umfaßt.
2. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das elastische Element ein in einem Hohlraum (8) angeordnetes gummiartiges Element (5) aufweist.
3. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das gummiartige Element (5) in tangentialer Richtung spielfrei in den Hohlraum (8) angeordnet ist.
4. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Hohlraum (8) in radialer Richtung durch die Druckeinrichtung (30, 3") begrenzt wird.
5. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Volumen des Hohlraums (8) bei einer relativen Drehbewegung zwischen Primärmasse (1) und Sekundärmasse (2) verringert wird.
6. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Volumenverringering im wesentlichen in tangentialer Richtung erfolgt.
7. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckeinrichtung (30, 3") radial wirksam ist.
8. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Reibelement zumindest eine Vorspannfeder (6) umfaßt, welche auch bei durch das elastische Element unbeaufschlagter oder wenig beaufschlagter Druckeinrichtung (30, 3") einen Mindestreibwert zwischen Reibelement und Primärmasse (1) oder Sekundärmasse (2) bedingt.
9. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß in tangentialer Richtung beidseits des Mitnehmers (4') jeweils ein elastisches Element angeordnet sind, an welchem seinerseits jeweils ein Anschlag (3') in tangentialer Richtung angeordnet ist.

10. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß in tangentialer Richtung beidseits eines Anschlags (3) jeweils ein elastisches Element angeordnet sind, an welchem seinerseits jeweils ein Mitnehmer (4') in tangentialer Richtung angeordnet ist. 5

11. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß der Mitnehmer (4') wenigstens eine Ausnehmung aufweist, in die ein Nocken (7) der Primärmasse (1) oder der Sekundärmasse (2) eingreift. 10

12. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Reibelement zumindest einen Reibring (3) umfaßt.

13. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibring (3) einen im wesentlichen L-förmigen Querschnitt mit einem radial außen liegenden Schenkel aufweist, wobei zumindest die radial außen liegende Oberfläche dieses Schenkels als Reibfläche (Reibringrand 3'') dient. 20

14. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibring (3) in einer entsprechend ausgeformten Aussparung der Primärmasse (1) oder der Sekundärmasse (2) reibend rotierbar angeordnet ist. 25

15. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibring (3) einen im wesentlichen U-förmigen, in eine axiale Richtung offenen Querschnitt aufweist und zumindest die radial außen liegende Oberfläche des Reibringes (3) als Reibfläche (Reibringrand 3'') dient. 30

16. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 13 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibring (3) in einer im wesentlichen U-förmigen Nut der Primärmasse (1) oder der Sekundärmasse (2) reibend rotierbar angeordnet ist. 35

17. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß das Reibelement zumindest eine Reibfläche (Reibringrand 3'') mit einer radialen Oberflächenkomponente aufweist. 40

18. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 3, 15 und 17, dadurch gekennzeichnet, daß in der eine radiale Oberflächenkomponente aufweisenden Reibfläche (Reibringrand 3'') axiale Schlitz (31) vorgesehen sind. 45

19. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß das Schlepplement als ein Schleppring im wesentlichen ringförmig ausgebildet ist. 50

20. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß der Schleppring einen Mitnehmerring (4) umfaßt, der den Mitnehmer (4') aufweist.

21. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 19 oder 20, dadurch gekennzeichnet, daß das Reibelement einen Reibring (3) und einen Spreizring (30), der zumindest einen Anschlag (3') aufweist und im wesentlichen U-förmig, in eine axiale Richtung offen ausgebildet ist, umfaßt. 60

– daß der Schleppring einen Mitnehmerring (4)

mit zumindest einem Mitnehmer (4') umfaßt,

– daß der Mitnehmerring (4) auf der offenen Seite des Spreizringes (30) angeordnet ist, der Mitnehmer (4') in die offene Seite eingreift und hierdurch zumindest ein im wesentlichen abgeschlossener Hohlraum (8) entsteht, in dem das elastische Element angeordnet ist, und 65

– daß der Spreizring (30) derart bezüglich des Reibringes (3) angeordnet ist, daß bei einer axialen und/oder radialen Expansion oder Verlagerung des Spreizringes die Reibung des Reibringes (3) mit der Primärmasse (1) oder mit der Sekundärmasse (2) erhöht wird.

22. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, daß der Spreizring (30) und der Reibring (3) als eine Baugruppe ausgebildet sind.

23. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 21 oder 22, dadurch gekennzeichnet, daß der Spreizring (30) an wenigstens einer Stelle unterbrochen ist und in diese Unterbrechung eine tangential wirksame Vorspannfeder (6) eingesetzt ist.

24. Torsionsschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, daß das Schlepplement (30) einen weiteren Mitnehmer (4'') umfaßt, der mit einem Anschlag (3''') ab einem bestimmten Verdrehwinkel wechselwirkt.

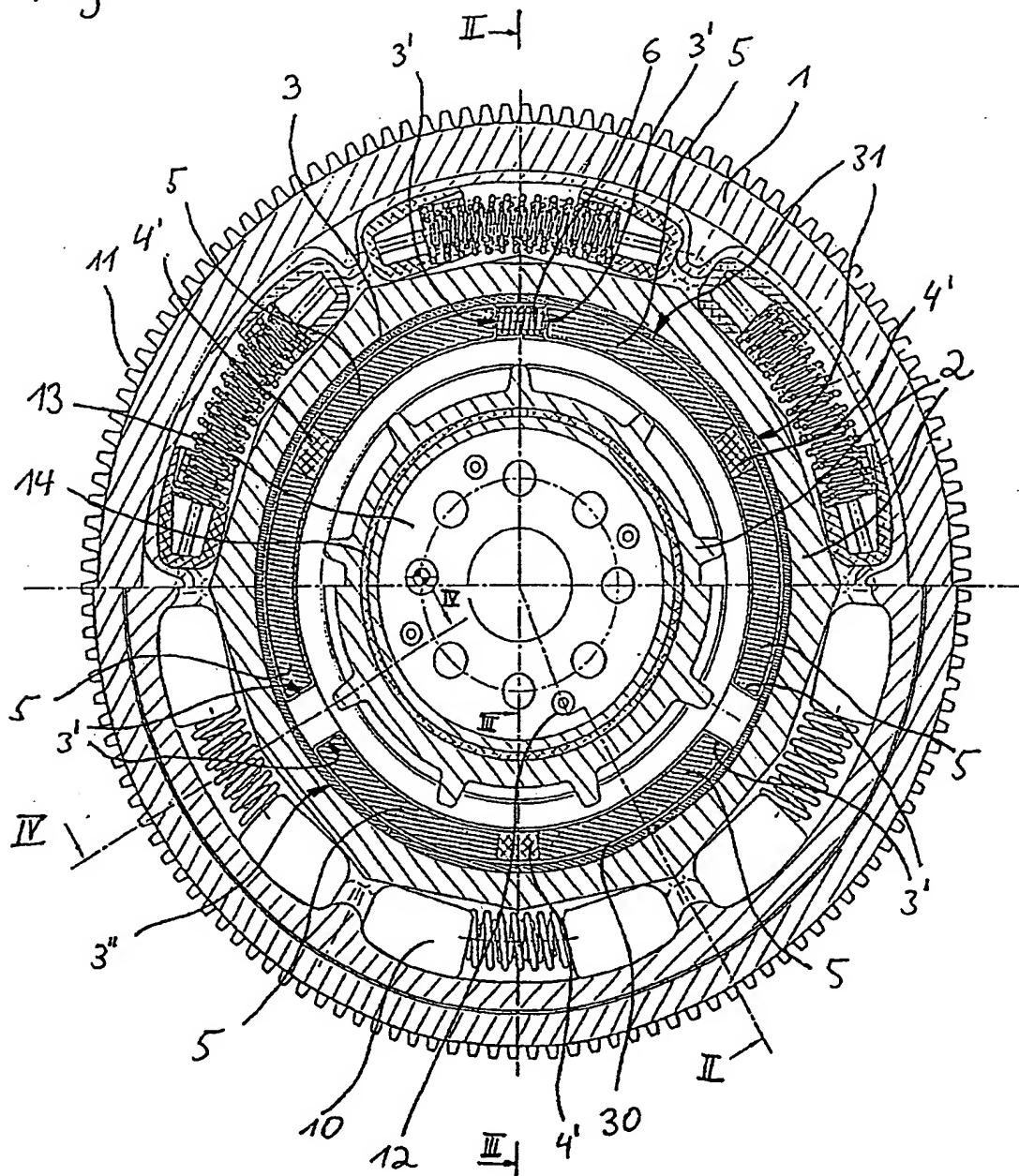
25. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß der Mitnehmer (4'') und der Anschlag (3''') im wesentlichen starr miteinander wechselwirken.

26. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, daß der Mitnehmer (4'') und der Anschlag (3''') im wesentlichen elastisch miteinander wechselwirken.

Hierzu 7 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

Fig. 1



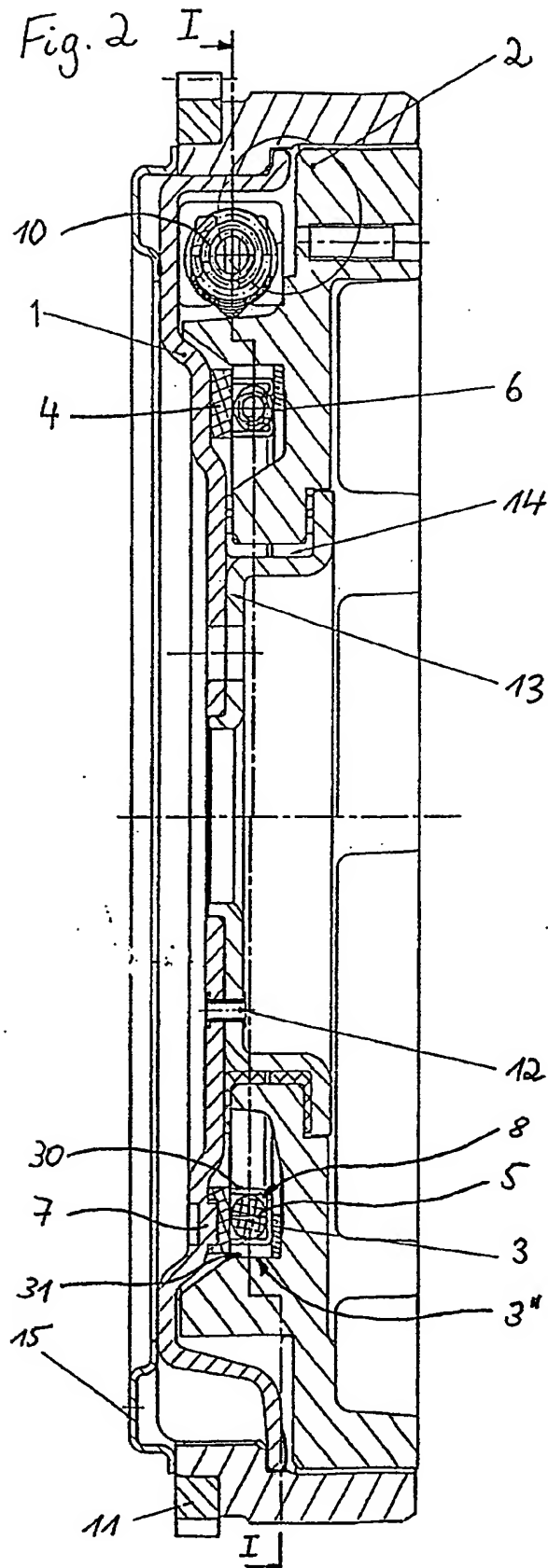


Fig. 4

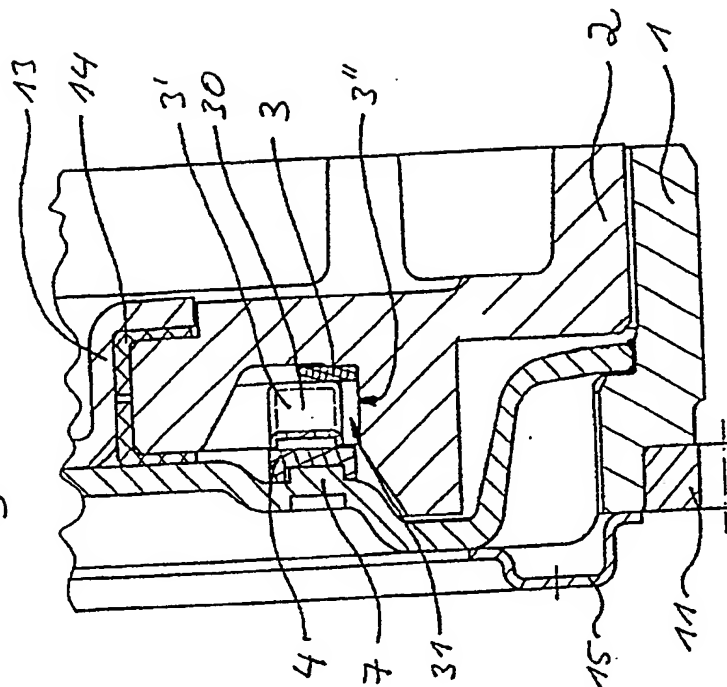


Fig. 3

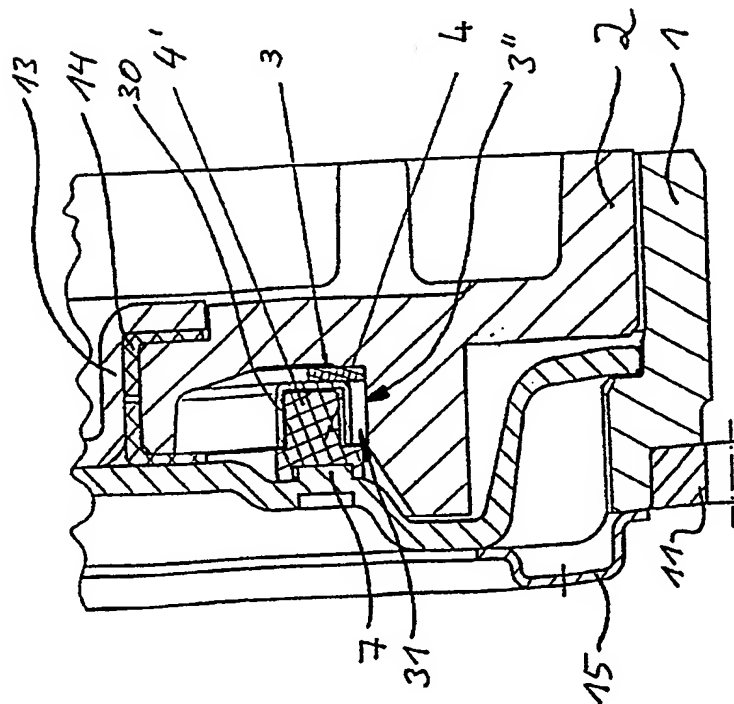


Fig. 6

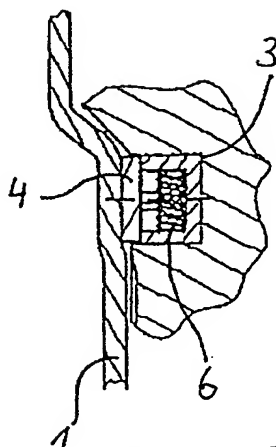


Fig. 7

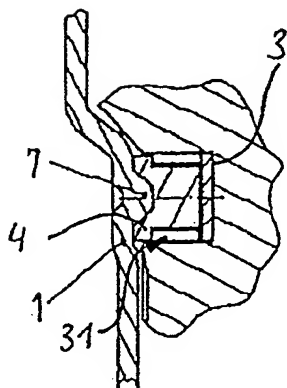


Fig. 8

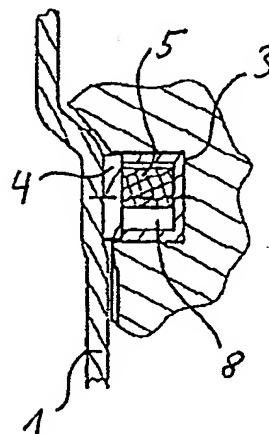
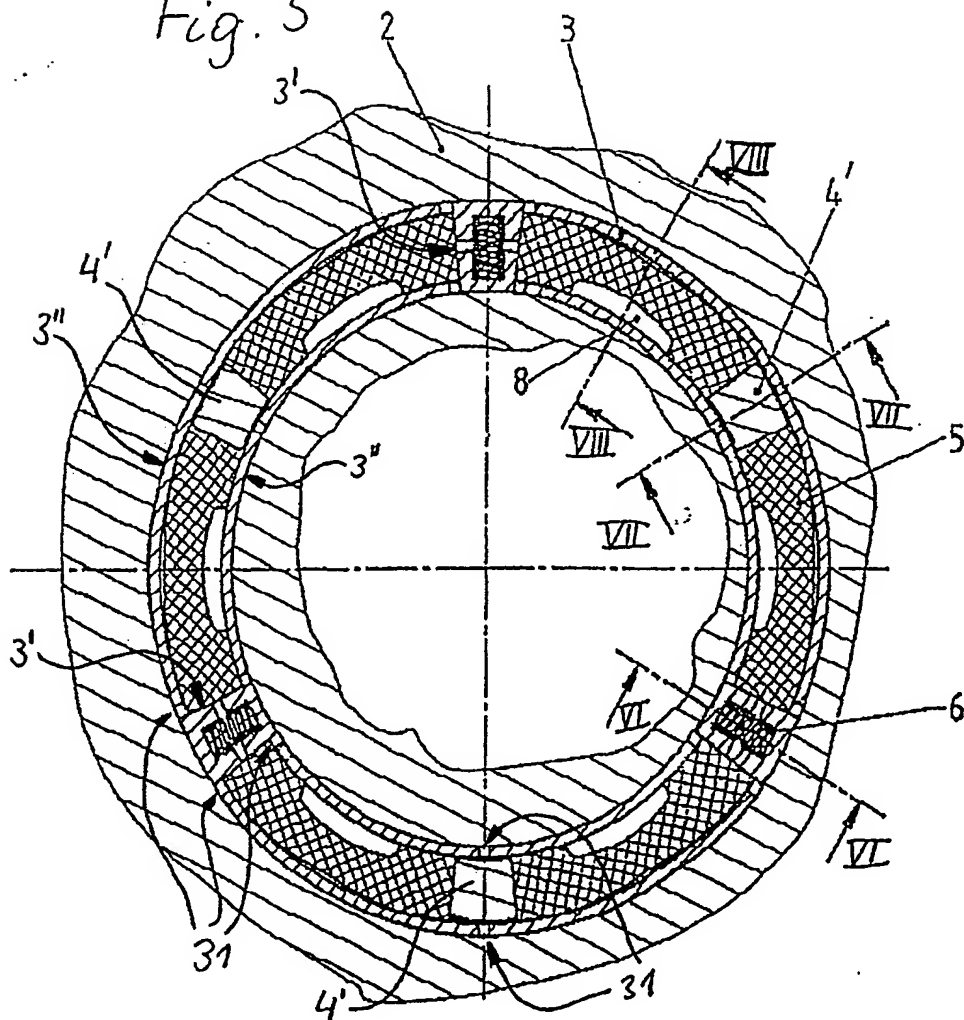


Fig. 5



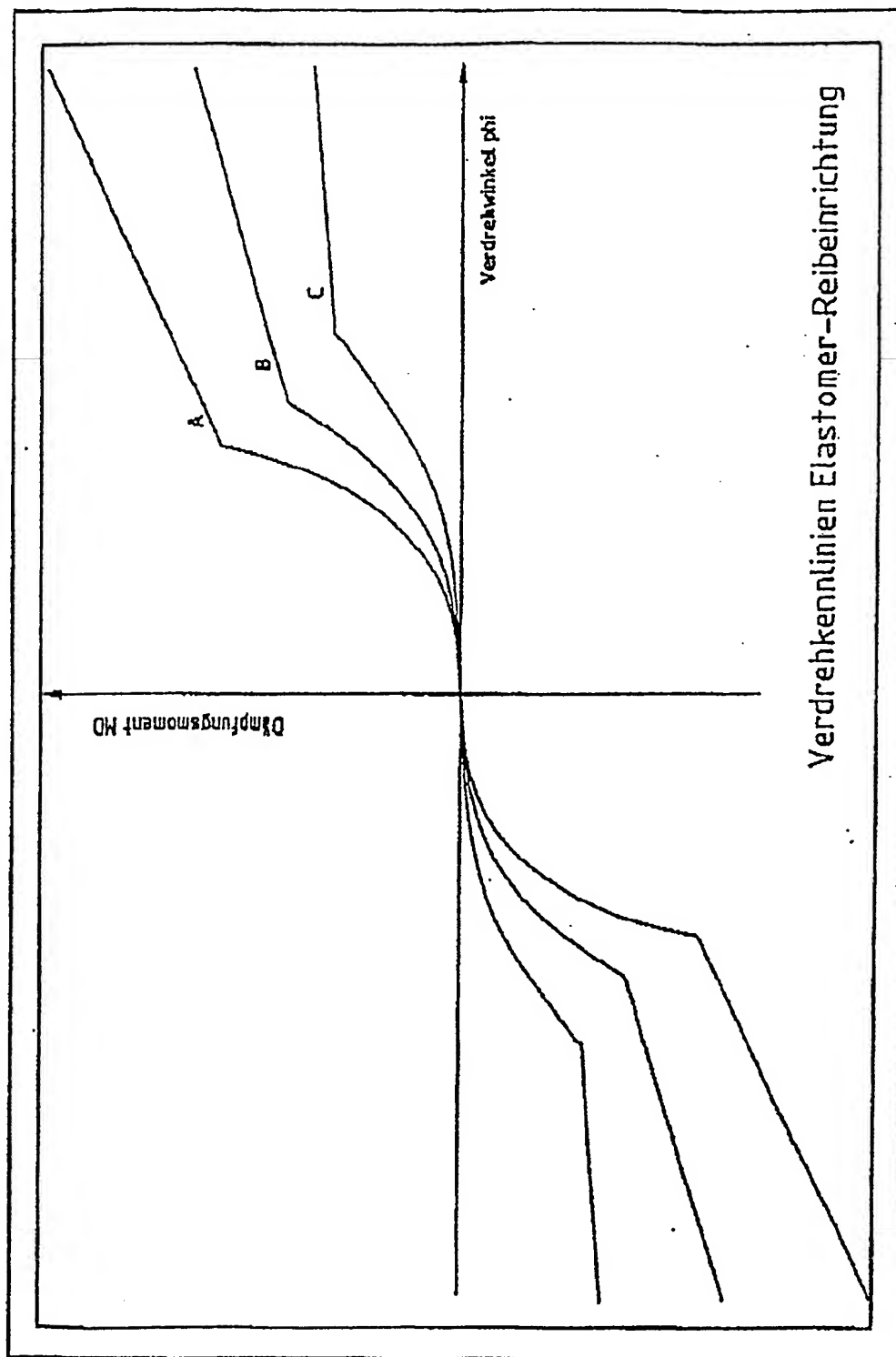
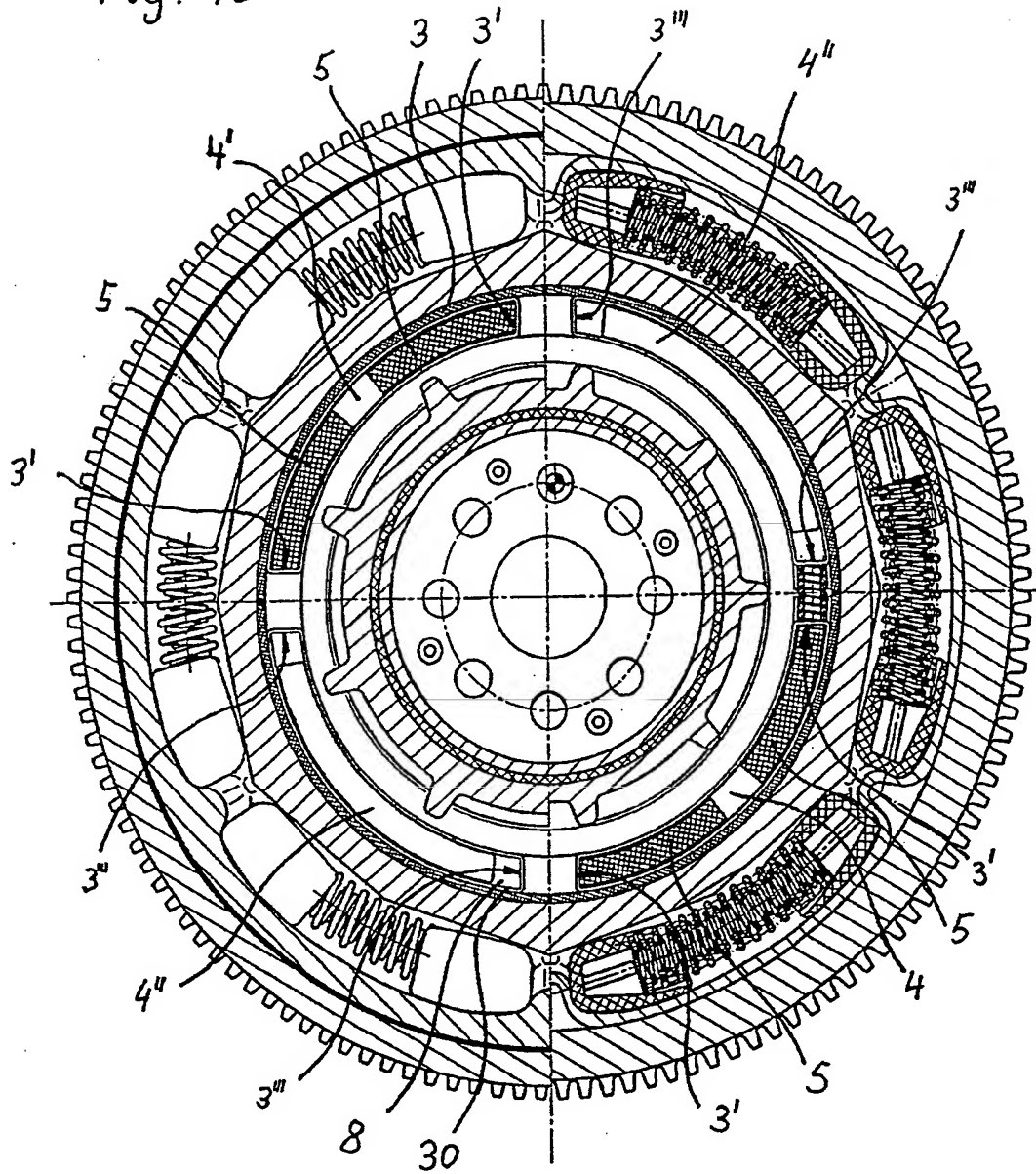


Fig. 9

Fig. 10



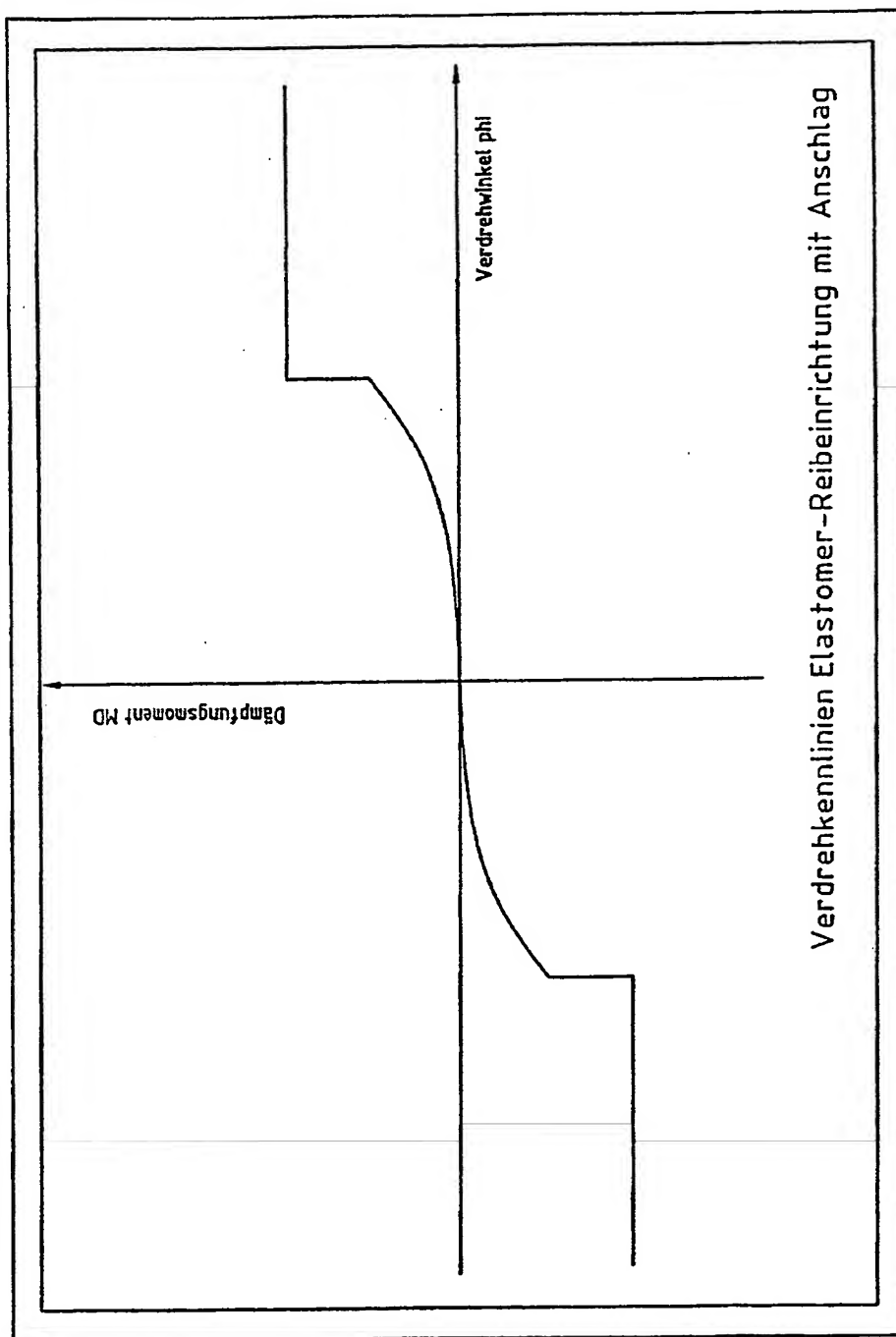


Fig. 11